

Untersuchungen über den Spaltverlust von deckbandlosen axialen Pumpenbeschaufelungen

Scheer, Wolfgang

Veröffentlicht in:
Abhandlungen der Braunschweigischen
Wissenschaftlichen Gesellschaft Band 8, 1956,
S.151-167



Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig

Untersuchungen über den Spaltverlust von deckbandlosen axialen Pumpenbeschaukelungen

Von Wolfgang Scheer, Braunschweig

Vorgelegt von Herrn C. Pfeleiderer

Mit 20 Abbildungen

Summary: Axial-flow pumps and compressors are usually designed without shrouding. Thus, a flow round the blade-tips is possible and can essentially influence the flow-conditions. This paper deals with the problems which arise in connection with this flow round the blade-tips. Results of tests on an one-stage axialflow pump with gradually widened tip-clearance are presented, which are compared with the results, that can be found in the literature.

Einleitung

In dem Maße, wie die Industrie bestrebt ist, die Wirkungsgrade ihrer Kreiselmaschinen immer höher zu steigern, muß die Forschung sich mehr und mehr mit dem Fragenkomplex, wie eine solche Steigerung noch möglich ist, beschäftigen. Dies führt zwangsläufig zu einer immer feineren Differenzierung der einzelnen Verlustquellen. Es ist also die Aufgabe der Forschung, das Wesen und die Wirkung der Verlustquellen dem konstruktiv arbeitenden Ingenieur aufzuzeigen und, neben Hinweisen zur Vermeidung von Verlusten, ihm mit leicht zu handhabenden Berechnungsunterlagen die Möglichkeit zu geben, im voraus die zu erwartenden Verluste etwa größenmäßig richtig abzuschätzen.

Fragt man sich, welches neben den Reibungs- und Ablösungsverlusten die noch verbleibenden Verlustquellen bei axialen Strömungsmaschinen sind, so stößt man sehr bald auf die Verluste die sich an den Schaukelenden ergeben müssen. Dieser Schaukelendverlust setzt sich wieder aus zwei Anteilen zusammen [5]:

1. Die Verluste, die infolge des Druckunterschiedes zwischen Druck- und Saugseite zweier benachbarter Schaukeln entstehen, also auch beim Spalt $s = 0$ vorhanden sind. Diese Verluste werden als „Randverluste“ bezeichnet (Abb. 1).

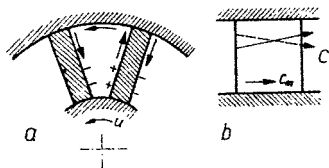


Abb. 1. Sekundärströmung in einem Schaukelkanal bei einem Axialgitter mit Deckband

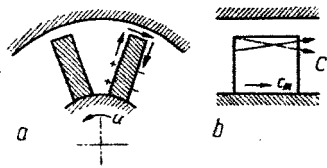


Abb. 2. Sekundärströmung durch den Spalt bei einem Axialgitter ohne Deckband

- a) Schnitt senkrecht zur Drehachse des Gitters
- b) Meridianschnitt

- c) die sich beim Abströmen an der Schaukelhinterkante kreuzenden Stromlinien (Ausbildung der Unstetigkeits- bzw. Diskontinuitätsfläche). Ausgezogen: Strömung an der Schaukelrückseite; gestrichelt: Strömung an der Schaukelvorderseite

2. Die Verluste, die infolge des Druckunterschiedes zwischen Druck- und Saugseite ein und derselben Schaufel beim Vorhandensein eines Schaufelpaltes entstehen. Diese Verluste tragen die Bezeichnung „Spiel- bzw. Spaltverluste“, und sind im folgenden stets mit „Spaltverlusten“ bezeichnet (Abb. 2).

Beide Verluste sind in ihrer Ursache und Wirkung ähnlich: Beide Male ist der Druckunterschied zwischen Schaufeldruck- und -saugseite die Ursache einer Sekundärströmung, bei der die schaufelnahen Flüssigkeitsteilchen auf der Druckseite nach außen und auf der Saugseite nach innen strömen. Dies führt zur Entstehung einer Diskontinuitätsfläche in der Strömung hinter der Laufschaufel. Die in der störenden Sekundärströmung steckende Energie kann als verloren angesehen werden.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich nur mit den „Spaltverlusten“. Es ist jedoch zu bedenken, daß beim Experiment eine exakte Trennung der genannten beiden Verlustanteile ihrer strömungsmechanischen Verknüpfung wegen nur schwer oder überhaupt nicht möglich sein wird: Das herausgegriffene Einzelgeschehen ist unlöslich mit dem Gesamtströmungsverlauf verknüpft; wechselseitige Beeinflussungen werden somit vorliegen und müssen bei der Beurteilung der Auswirkungen des Spaltverlustes beachtet werden.

Bevor eigene Versuche mitgeteilt werden, sollen zunächst kurz die wahrscheinlichen Einflußparameter der Spaltverluste aufgezeigt werden und im weiteren ein kurzer Überblick über die derzeitigen Erkenntnisse dieses Problems gegeben werden.

Die Einflußgrößen des Schaufelpaltverlustes

Ähnlich wie bei Tragflügelbetrachtungen [3] lassen sich auch bei diesem Problem die Einflußgrößen in hydraulische und geometrische aufteilen, wobei ein Teil der hydraulischen Parameter wiederum Funktionen der geometrischen Schaufelgitterauslegung sind.

Die geometrischen Parameter sind zunächst der Gitterstaffelungswinkel β , der Verlauf der Skelettlinie, die Schaufeldicke, das Gitterteilungsverhältnis t/L ,

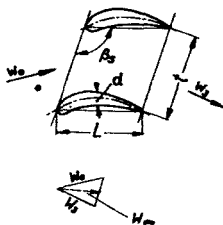


Abb. 3.

das Nabenverhältnis D_i/D_a . Diese Größen sind mit der Spaltströmung über die Schaufeldruckverteilung verbunden. Daneben sind dann noch die Größen zu nennen, die direkt auf die Spaltströmung wirken. Die wichtigsten werden sein:

Der Abstand zwischen Schaufelende und Gehäusewand, die Schaufeldicke des äußeren Profiles und die Zuschärfung des Schaufelrandes [8]. Die hydraulischen Parameter sind: die Druckverteilung längs der Schaufel, die Grenzsichtdicke an der äußeren Begrenzungswand [18], die Grenzsichtströmung an der Schaufel und die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel. Schließlich sind noch die *Reynoldsschen* und *Machschen* Modellgesetze zu beachten.

Als Folge der Spaltströmung werden vermutlich insbesondere folgende Größen verändert: Die Förderhöhe, die Energieverluste, d. h. der Wirkungsgrad, die Geschwindigkeitsverteilung in und hinter den Schaufelkanälen, also insbesondere der Förderstrom.

Die Vielzahl der Einflußgrößen deutet darauf hin, daß eine umfassende Kenntnis des Spalteinflusses nur dann gewonnen werden kann, wenn systematische Untersuchungen, die alle Parameter erfassen, vorgenommen werden. Dies ist zu bedenken, wenn man die vereinzelt in der Literatur angegebenen zahlenmäßigen Abhängigkeiten des Spalteinflusses betrachtet, die oft nur durch Messungen an einer oder an zwei konkreten Anordnungen belegt werden. Diese Obacht gilt auch für die in dieser Arbeit mitgeteilten Meßergebnisse, da sie nur die Untersuchungen einer Schaufeltype mit zwei verschiedenen Schaufelzahlen umfassen.

Ein kurzer Abriss über den Stand der heutigen Kenntnisse vom Spaltverlust

Als erster hat *Betz* im Jahre 1925 theoretische Betrachtungen über den Spaltverlust angestellt [2], wobei er reibungslose Flüssigkeit und kleine Strömungsumlenkungen voraussetzt. Er geht aus von dem am Einzelflügel endlicher Längenerstreckung induzierten Widerstand und betrachtet den Vorgang im Spalt der Schaufel als eine besondere Form eines induzierten Widerstandes. Er errechnet für einen Einzelflügel und ein feststehendes gerades Schaufelgitter mit unendlich dichtstehenden Schaufeln den induzierten Widerstand zu

$$W_i = \frac{A^2}{q \cdot b^2} \cdot k,$$
 wobei k eine Funktion des Spaltes ist. Die Abhängigkeit ist

also ähnlich wie beim Einzelflügel endlicher Längenerstreckung, dessen induzierter Widerstand $\frac{A^2}{q \cdot b^2} \cdot \frac{1}{\pi}$ ist. Das Gebiet zwischen dem Einzelflügel und

dem unendlich dicht stehenden Gitter wurde später von *Hassan* [9] durch Interpolationsformeln ausgefüllt (Abb. 19, S. 164). Es liegt somit für jedes Gitter kleiner Umlenkung theoretisch ein Zusammenhang zwischen dem Verlust und der Spaltgröße vor. Aber schon damals sagte *Betz*, daß in Wirklichkeit diese Abhängigkeit nicht seiner Vorausberechnung folgen würde, sondern der Verlust wesentlich geringer als nach seiner Theorie berechnet sein müßte. Der Grund liegt in der Vernachlässigung der Reibung, welche die Spaltströmung von Grund auf verändert und die wirksame Spaltweite verkleinert. Für das rotierende Gitter wird dann durch das Abschleudern der Schaufelgrenzsicht die wirksame Spaltweite noch weiter verringert (vergl. Abb. 4).

¹⁾ Vergl. *Prandtl, L.*, Führer durch die Strömungslehre. 3. Aufl. Fr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig 1956, S. 197.

Daß die effektive Spaltweite von den Umströmverhältnissen der Schaufelspitzen abhängig ist, wurde auch durch Versuche bestätigt, bei denen feststehende Tragflügel mit und ohne Endscheiben am Spalt untersucht wurden [8], vgl. Abb. 5).

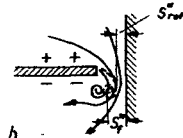
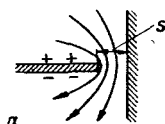


Abb. 4. a) Durchströmung des Schaufelspaltes bei der Theorie von Betz

b) Tatsächliche Durchströmungsverhältnisse in der Praxis. Die Umströmung des Schaufelendes führt zu einer sich auflösenden Stromfläche, hierdurch wird der für den Spaltstrom zur Verfügung stehende Querschnitt von der Weite s auf s^* vermindert. Dieser wirksame Spalt s^* wird infolge Abschleuderns der Schaufelgrenzschichten nach außen bei einem rotierenden Gitter kleiner sein als bei einem feststehenden. (s^*_{rot} ; s^*_{f} wirksame Spaltweite des rotierenden bzw. feststehenden Gitters).



Abb. 5. Nach Untersuchungen von Flachsart [8] wird die wirksame Spaltweite s^* bei angebrachten Endscheiben durch Anschmiegen der Stromlinien wieder vergrößert. Flachsart mißt dementsprechend für dickere Schaufelenden größere Spaltverluste

Während nach der Theorie von Betz sich die Diskontinuität an der Schaufelhinterkante über die ganze Schaufelhöhe gleichmäßig ausbildet, liegt in Wirklichkeit die Verlustzone im wesentlichen in Spaltnähe [5], wie dies mit wachsendem Nabenverhältnis D_i/D_a durchgeführte Versuche bestätigen [6]. Hierbei wächst mit dem Nabenverhältnis der Anteil der Spaltverluste an den Gesamtverlusten.

Die eingangs erwähnte Forderung nach einfach zu handhabenden Vorausbestimmungsformeln erfüllen die von Cordes [7] aufgestellten Abschätzungen, in denen er Beziehungen zwischen der vom Spalt überstrichenen Fläche $F_{s,p}$ zur Strömungsdurchtrittsfläche F und jeweils der Änderung der Lieferziffer, der Druckziffer und des Wirkungsgrades aufstellt:

$$\frac{\varphi}{\varphi_{s=0}} = 1 - 1,25 \cdot \frac{F_{s,p}}{F}$$

$$\frac{\psi}{\psi_{s=0}} = 1 - 2,5 \cdot \frac{F_{s,p}}{F}$$

$$\frac{\eta}{\eta_{s=0}} = 1 - 2,15 \cdot \frac{F_{s,p}}{F} \quad ^1)$$

Diese zahlenmäßige Erfassung des Spalteinflusses stützt sich nur auf einige Einzeluntersuchungen mit ganz bestimmten Gittern [6], [10]. Man wird also in ihnen keine allgemeingültigen Gesetzmäßigkeiten erblicken dürfen.

Eigene Messungen

Versuchsdurchführung und Auswertung

Mittels der in Abb. 6 im Schnitt gezeigten Versuchspumpe zur Wasserförderung mit dem Nabenverhältnis $D_i/D_a = 150/200 = 0,75$ wurden an einer aus Lauf- und Leitrad bestehenden Axialpumpe (Abb. 7) Untersuchungen über

¹⁾ Diese Formeln gelten für Linien $\sigma = \frac{\varphi^2}{\psi} = \text{const.}$

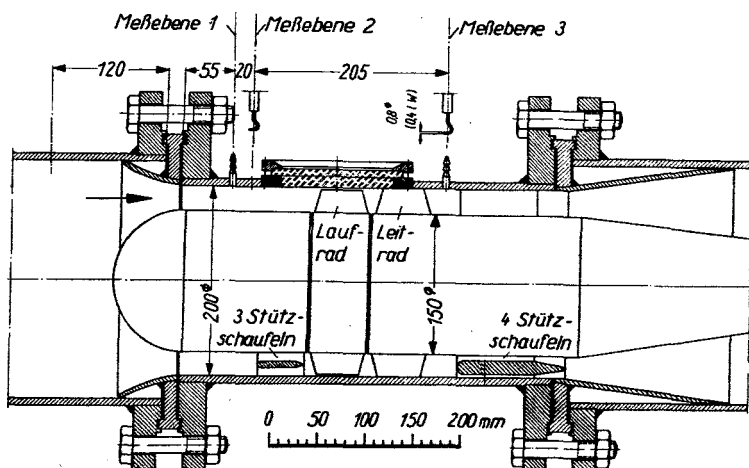


Abb. 6. Schnitt durch die Versuchspumpe. Die Förderhöhenmessung erfolgt in den Meßebenen 1 und 3. Die Geschwindigkeitsverteilung wird in der Meßebene 2 und 3 mit dem skizzierten Pitotrohr gemessen

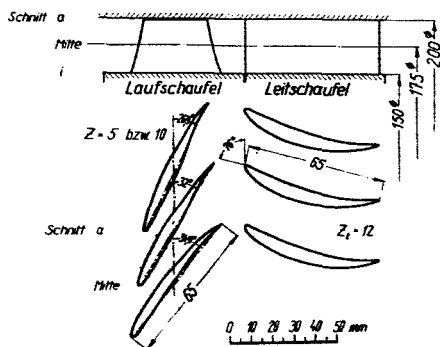


Abb. 7. Lauf- und Leitschaufel der untersuchten Beschäufelung. Die Beschäufelung ist nach der Minderleistungstheorie [1] entworfen; die Schaufelskelettlinie ist ein Kreisbogen; $d_{\max}/L = 0,08$ bzw. $0,10$, Dickenrücklage = 50 bzw. 30% bei Lauf- bzw. Leitschaufel

den Einfluß des Laufradspaltes gemacht. Es wurde eine Beschäufelung mit zwei Schaufelzahlen ($z = 10$ und $z = 5$) untersucht. Der Laufradspalt ist stufenweise von $0,1$ mm auf $1,8$ mm durch Abdrehen der Laufschaufel verändert worden. Es wurden folgende Messungen und Berechnungen durchgeführt:

1. Förderhöhe H . Die Förderhöhe ergibt sich als Druckunterschied vor dem Laufrad und hinter dem Leitrad (Abb. 6, Meßebene 1 und 3). Es wird für beide Meßebenen axiale Strömung mit konstantem Druck über dem Radius vorausgesetzt; eine solche Strömung liegt im stabilen Kennlinienbereich bei dem vorliegenden großen Nabenverhältnis tatsächlich vor. Die Förderhöhe wird dimensionslos als Druckziffer $\psi = \frac{2gH}{u_a^2}$ dar-

gestellt, wobei u_a die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades beim Radius $r_a = 100$ mm ist.

2. Volumenstrom V . Der Volumenstrom ist mit einer Venturidüse gemessen. Aufgetragen wird er gleichfalls dimensionslos als Lieferziffer

$$\varphi \equiv \frac{V}{F \cdot u_a}.$$

3. Leistung N . Die Leistungsmessung geschieht durch Auswiegen des Drehmomentes des Antriebsmotors, der pendelnd aufgehängt ist, und durch Messen der Drehzahl mittels Zählwerk. Als hydraulische Leistungsaufnahme der Pumpen wurde definiert $N = N_{\text{ges}} - N_{\text{Leerl}}$. Es ist hierbei N_{ges} die Kupplungsleistung des Antriebsmotors, wenn der Laufradring beschauelt, N_{Leerl} die Kupplungsleistung, wenn der Laufring unbeschauelt umläuft. Dimensionslos wird die Leistung durch die Leistungsziffer $\nu \equiv \frac{N \cdot 2g}{F \cdot u_a^3}$ definiert. Aus der Leistung läßt sich die Arbeitsziffer

$$\psi_{\text{hL}} \equiv \frac{\nu}{\varphi} \text{ berechnen. Damit läßt sich nun ein hydraulischer Wirkungs-}$$

$$\text{grad der Pumpenstufe angeben und zwar ist dieser } \eta_{\text{hL}} \equiv \frac{\psi}{\psi_{\text{hL}}}.$$

4. Geschwindigkeitsverlauf c_m . Um einen Einblick in die Strömungsverhältnisse zu bekommen, wurden die Zu- und Abströmgeschwindigkeiten vor und hinter der Pumpenstufe längs des Radius ausgemessen. Diese Messungen geschahen mit einem Pitotrohr von 0,4 mm lichter Weite der Meßöffnung.
5. Optische Untersuchung. Im Laufrad angebrachte Fadensonden ergaben Aufschluß über Strömungsvorgänge durch den Spalt. Diese Sonden konnten mittels stroboskopischer Beleuchtung durch das am Versuchsstand angebrachte Plexiglasfenster beobachtet werden. Gleichzeitig ergaben diese optischen Beobachtungen Aufschluß über das Auftreten der Spaltkavitation.
6. Polarenberechnung. Um Verlustbeiwerte auszurechnen, die mit denen von Betz angegebenen theoretischen Beiwerten k verglichen werden können, wurde die dem Laufrad zugeordnete gleichwertige Profilpolare — also der Zusammenhang zwischen Auftriebs- und Widerstandsbeiwert — nach der Methode von Weinig [4], [11], [17] berechnet.

Der beobachtete Strömungsverlauf

Die Auftragung der vor und hinter der Pumpe gemessenen Geschwindigkeit $c_m = f(r)$ (Abb. 8) zeigt, daß selbst der größte Spalt voll im Bereich der Wandgrenzschicht liegt. Die Messung vor dem Laufrad läßt erkennen, daß, wenn man die Randzonen außer Betracht läßt, der Zulauf zur Pumpe mit konstanter Größe erfolgt. Hinter dem Leitrad ergibt sich bei dem großen Spalt ein wesentlich stärkeres Abdrängen der Strömung zur Nabe als bei dem sehr kleinen Spalt. Einen gleichen Effekt hat neuerdings auch Hutton [16] gemessen. Die Spaltströmung bewirkt also ein Abdrängen der Austrittsströmung zur Nabe. Danach

müssen besonders mehrstufige Axialpumpen und -verdichter geringe Spalte haben, wenn die Auslegung aller Stufen für konstante c_m -Verteilung erfolgt ist und die Strömung sich in der zweiten und den folgenden Stufen berechnungsgleich ergeben soll.

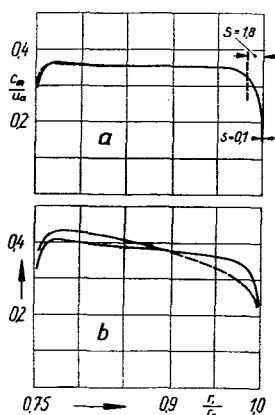


Abb. 8. Geschwindigkeitsverteilung $c_m = f\left(\frac{r}{r_a}\right)$ bei gleicher Lieferziffer und verschiedenen Spaltweiten

- a) vor dem Laufrad (Meßebene 2 Abb. 6)
b) hinter dem Leitrad (Meßebene 3 Abb. 6)
ausgezogen: Laufradspalt $s = 0,1$ mm
gestrichelt: Laufradspalt $s = 1,8$ mm

Mit zunehmendem Spalt wird die Strömung merklich zur Nabe abgedrängt

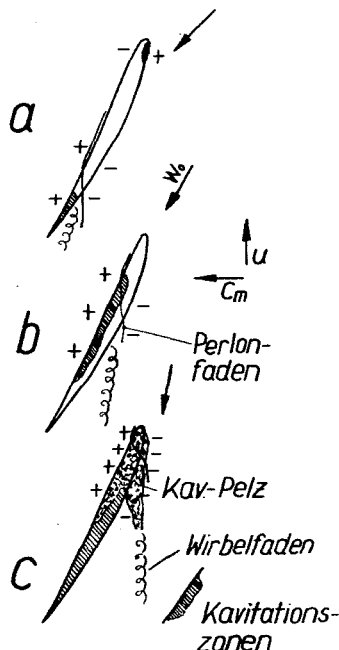


Abb. 9. Beobachtung des Strömungsverlaufes und der Kavitation am Schaufelende
Es ist eine Ansicht auf den äußeren Schaufelschnitt gezeigt. Die Kavitation tritt stets dort auf, wo die Umströmung am stärksten ist

- a) starke Überlast. Neben einer sehr schwachen Umströmung an der Schaufelnase von der konvexen zur konkaven Seite der Schaufel bildet sich im wesentlichen in der Nähe der Schaufelhinterkante ein Spaltstrom aus
b) schwache Überlast. Das Gebiet stärkster Umströmung ist zur Schaufelmittle hin verschoben
c) Teillast. Die Umströmung findet jetzt hauptsächlich im Schaufelnasenbereich statt. Die Spaltkavitation tritt sehr verstärkt auf

Beim Übergang von Überlast zu Teillast verändert sich die Anströmrichtung des Schaufelprofils, demzufolge verschiebt sich die Unterdruckspitze auf der Schaufelaußenseite zur Schaufelnase. Da sich die Kavitation immer da ausbildet, wo die Geschwindigkeiten am größten sind, veranschaulicht die Spaltkavitation deutlich die Stellen stärkster Umströmung des Schaufelrandes, die mit der genannten Verschiebung der Druckspitze in Einklang stehen (Abb. 9).

Die Intensität der Spaltkavitation nimmt stark mit der Spaltgröße zu. Bei dem kleinsten Spalt war eine Spaltkavitation kaum wahrnehmbar, während bei den größeren Spalten die Kavitationszonen im Spalt sich mit einem dicken Dampfblasenpelz ausfüllten, von dem aus ein intensiver Wirbelzopf stromabwärts gerichtet sichtbar wurde.

Das Kennfeld

Die Beeinflussung des Kennfeldes ist in Abb. 10 gezeigt, auf der Drosselkurven für die Schaufelzahl $z = 10$ mit dem Parameter s/b' eingetragen sind. Gleiche Wirkungsgrade η_{hL} sind durch Linien markiert. Wirkungsgrad- und Druckzifferoptimum liegen offenbar auf parabolischen Kurven, die ähnlich den Linien konstanter Drosselzahl $\sigma = \frac{\varphi^2}{\psi}$ verlaufen. Hieraus kann mit wachsendem Spalt ein Einschrumpfen der Kennlinien zum Nullpunkt gefolgert werden (vgl. auch [12]).

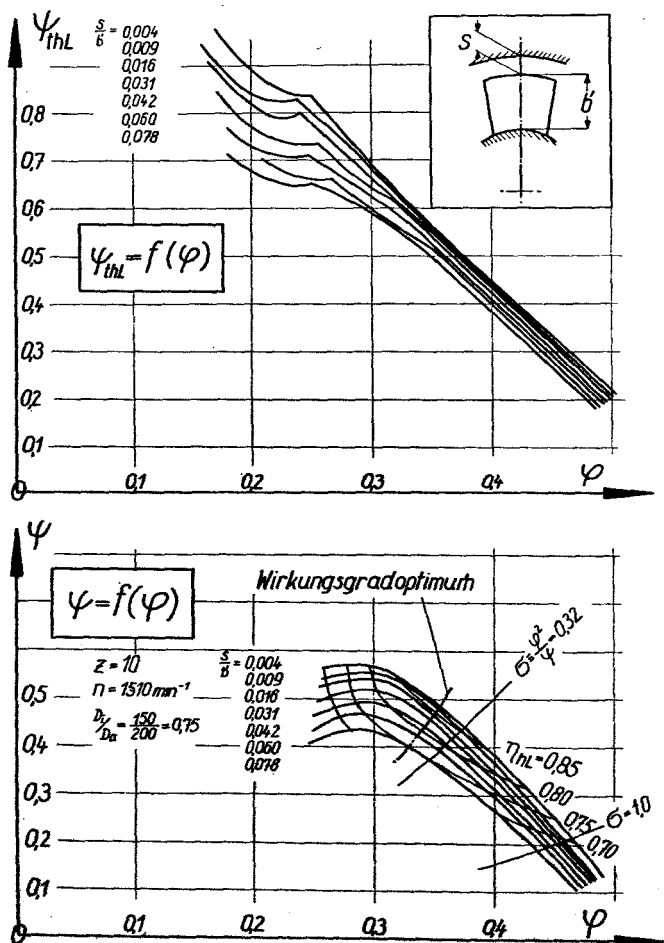


Abb. 10. Kennlinien der untersuchten Pumpe mit $z = 10$ bei verändertem Spalt

Entnimmt man diesen Kennfeldern — indem man längs einer Linie $\sigma = \text{konst}$ zum Koordinatenursprung fortschreitet — Förderhöhe, Volumenstrom und Wirkungsgrad und bezieht diese Größen auf die durch geradlinige Extrapolation sich bei $s = 0$ ergebenden Werte, so kommt man zu Auftragungen

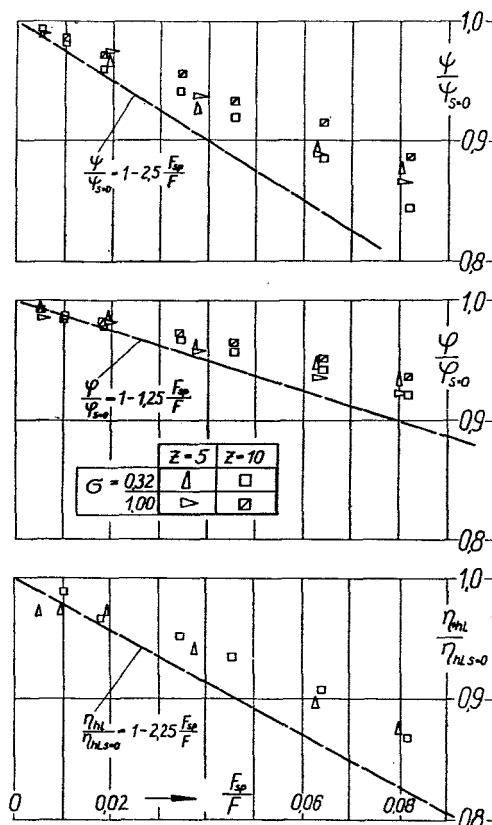


Abb. 11. Abnahme von Druckziffer, Lieferziffer und Wirkungsgrad mit zunehmendem Spalt gestrichelt: Verlauf gemäß den Faustformeln von Cordes (siehe Seite 154)

(Abb. 11), wie sie Cordes bereits für andere Messungen durchführte und aus denen er seine Formeln (siehe Seite 154) ableitete. Auch nach den vorliegenden Messungen verläuft die Druckziffer- und Lieferzifferabnahme in dem gemessenen Bereich der Spaltgrößen in erster Näherung linear.

Bei der Wirkungsgradauftragung fällt besonders auf, daß das Maximum des Wirkungsgrades nicht beim Spalt Null sondern bei einem endlichen, allerdings sehr kleinem Spalt vorhanden ist.

Da an anderen Stellen ähnliches gemessen wurde [16], scheint ein immer wiederkehrender Effekt vorzuliegen. Theoretisch muß ein solcher Abfall des

Wirkungsgrades dann eintreten, wenn der Spalt so klein geworden ist, daß die von den am Schaufelendschnitt wirksamen Schubspannungen verursachte Reibleistung den Leistungsgewinn aus der Spaltverkleinerung übersteigt. Demnach müßte sich für $\eta/\eta_{s=0}$ der in Abb. 12 skizzierte Verlauf ergeben. Auch wird vermutet [1, Seite 97], daß der Spaltstrom wie eine Grenzschichtabsaugung wirkt und daß er dadurch die Profilverluste der äußeren Schaufel-

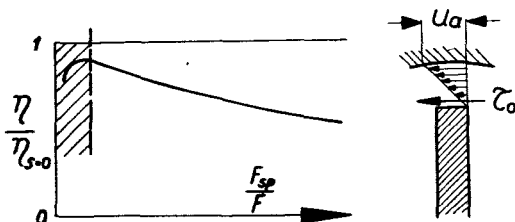


Abb. 12. Vermuteter Einfluß der Wandschubspannung auf den Wirkungsgradverlauf gestricheltes Gebiet im Diagramm: Einflußbereich der an den Schaufelenden wirksamen Schubspannung τ_s

schnitte herabsetzt. Dieser Einfluß wird mit kleiner werdendem Spalt geringer. Der genauen Analysierung des Wirkungsgradabfalls im Bereich sehr kleiner Spalte ist in Zukunft besondere Beachtung zu schenken, da es für die Praxis sehr wichtig ist zu wissen, ab wann eine Spaltverkleinerung keine Wirkungsgradverbesserung mehr bringt.

Im stabilen Kennlinienbereich kann wegen Vernachlässigung der Austauschströmung $\psi_{thL} = \psi_{th}$ gesetzt werden. Damit ist die Arbeitsziffer ein Maß für die erfolgte Strömungsumlenkung:

$$\psi_{th} \sim H_{th} \sim u \Delta c_u = u(u - w_{3u}) \text{ bei } \alpha_0 = 90 \text{ Grad.}$$

Der vom Spalt induzierte Wirbel bringt nun eine Störgeschwindigkeit von der Größe w_i , die die bei spaltlosem Gitter vorhandene Abströmrichtung w_3 in die Richtung w_3' ablenkt (Abb. 13). Dies kommt einem Verkleinern der Umlenkung gleich. Da also w_{3u}' größer als w_{3u} ist, wird $H_{th s=0} > H_{th s \neq 0}$ sein müssen.

Die Spaltwirkung ist somit eine doppelte. Einmal wird die nutzbare Umlenkung verringert, wodurch auch die Leistungsaufnahme abnimmt, dieser Effekt wäre also wie die Minderleistung [1, S. 114] verlustlos anzusehen. Zum anderen werden durch das Auftreten der Störgeschwindigkeiten Verluste hervorgerufen, die eine Verschlechterung des Pumpenwirkungsgrades zur Folge haben.

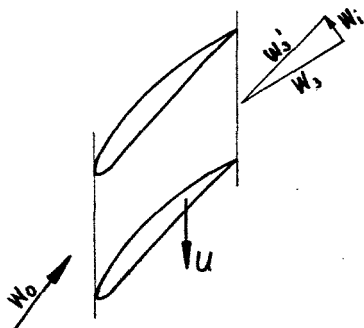


Abb. 13. Verändern der Abströmrichtung hinter dem Laufgitter durch den Spalt;
 w_3 Abströmrichtung, wenn kein Spalt vorhanden ist
 w_i Vom Spalt induzierter Abwind
 w_3' Abströmung beim Vorhandensein eines Spaltes

Man könnte jetzt vermuten, daß ein Verlust an H_{th} in dem Augenblick nicht mehr auftritt, in dem die Umlenkung zu Null wird, das Gitter also wirkungslos durchströmt wird und damit kein Grund zur Bildung eines Spaltwirbels bestände. Dann müßten jedoch die für verschiedene Spaltweiten s aufgetragenen Linien $\psi_{thL} = f(\varphi)$ einen gemeinsamen Schnittpunkt haben. Nach der gemessenen reinen Parallelverschiebung der ψ_{thL} -Linien ist jedoch für alle Anströmrichtungen des Gitters

$$\Delta H_{th} \equiv H_{th s=0} - H_{th s=\text{const}} \approx \text{const},$$

also auch

$$w_{3u'} - w_{3u} = w_{3iu} \approx \text{const}.$$

Ein Abwind w_i ist also stets vorhanden. Dies mag mehrere Gründe haben: Durch das Haften der Flüssigkeit an der äußeren Wand erfolgt auch bei der wirkungsfrei rotierenden Schaufel ein Flüssigkeitstransport durch den Spalt (vgl. Abb. 15). Ferner wird die gekrümmte Axialschaufel nie für alle Stellen längs der Profilbegrenzung wirkungsfrei sein können, sondern sie ist dies bei einer bestimmten Anströmung nur im Mittel. Örtliche Druckunterschiede zwischen den beiden Schaufelseiten bestehen damit auch bei $H_{th} = 0$. Diese Unterschiede können sogar bei den Außenschnitten infolge Nichterreichens der bestimmten Anströmung (Wandgrenzschicht) besonders groß sein. Auch wird die Richtung des Wirbelzopfes (vgl. Abb. 9) Einfluß ausüben.

Der Einfluß der Umlaufgeschwindigkeit u_a

Der Spaltstrom setzt sich additiv aus zwei Anteilen zusammen:

- I. Dem Spaltstrom, der bei der Druckdifferenz $(p_d - p_s) > 0$ bei $u_a = 0$ entstehen würde (Abb. 14);

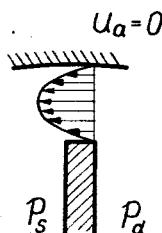


Abb. 14. Geschwindigkeitsprofil im Spalt für $u_a = 0$ und $p_d > p_s$

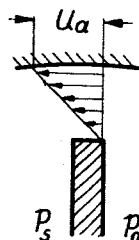
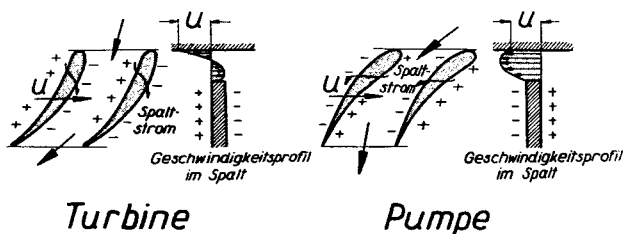


Abb. 15. Geschwindigkeitsprofil im Spalt für $u_a \neq 0$ und $p_d = p_s$

- II. Dem Spaltstrom, der bei gleichem Druck auf beiden Schaufelseiten $(p_d - p_s) = 0$ durch das Haften der Flüssigkeit an der Gehäusewand, wenn diese sich relativ zur Schaufel bewegt, entsteht (Abb. 15).

Haben die Schaufeln Pumpenwirkung, so überlagern sich beide Strömungen gleichsinnig; liegt dagegen Turbinenwirkung vor, so muß der Druckgradient den Spaltstrom gegen die Umlaufrichtung beschleunigen (Abb. 16). Die Turbine wird also bei gleichen Druckgradienten einen geringeren Spaltstrom und damit auch geringere Spaltverluste haben als die Pumpe.

Abb. 16. Geschwindigkeitsprofil im Spalt für $u_d = 0$ und $p_d > p_s$

Will man z. B. für die Pumpe etwas Näheres über den Einfluß der Drehzahl aussagen, so müßte bekannt sein, in welchen Abhängigkeiten von der Drehzahl die Umströmungsanteile zu I und II stehen. Als Beispiel sollen für eine turbulente Strömung im Spalt die Verluste abgeschätzt werden. Man kann die im Spaltstrom enthaltene und auf die Gewichtseinheit des Spaltstromes bezogene Energie E_{sp} wie folgt anschreiben:

$$E_{sp} = \frac{1}{2g} \cdot \bar{v}_{sp}^2 \quad (\text{wenn } \bar{v}_{sp} \text{ die mittlere Geschwindigkeit im Spalt quer zur Schaufel ist}),$$

oder entsprechend der Aufteilung in I und II

$$E_{sp} = \frac{1}{2g} (\bar{v}_I \pm \bar{v}_{II})^2 \quad \begin{array}{l} + \text{ Pumpe} \\ - \text{ Turbine} \end{array}$$

Dabei wäre dann $v_I \sim \sqrt{p_d - p_s} \sim n$

und $v_{II} \sim u \sim n$

Also ist $E_{sp} \sim n^2$.

Da die Spaltstrommenge $V_{sp} \sim \bar{v}_{sp} \sim n$ sich wie der Förderstrom V zur Drehzahl verhält, gilt die für E_{sp} abgeleitete Abhängigkeit auch für den vom Spalt verursachten und auf die Gewichtseinheit des Förderstromes bezogenen Förderhöhenverlust ΔH_{sp} , d. h. dieser Förderhöhenverlust verhält sich wie die Förderhöhe zur Drehzahl. Demnach erfährt die bei verschiedenen Drehzahlen ermittelte dimensionslose Förderhöhe (Druckziffer ψ) keine Veränderung, die auf den Spalt zurückzuführen ist.

Diese Betrachtung setzt turbulente Spaltströmung voraus und gilt unter der Voraussetzung, daß der dem Spaltstrom zur Verfügung stehende Querschnitt bei allen Drehzahlen gleich ist. Auf S. 153 war aber bereits die Vermutung ausgesprochen, daß die wirksame Spaltweite von der Größe der Rotationsgeschwindigkeit abhängen wird. Da zudem bei laminarer Spaltströmung sich andere Abhängigkeiten von der Drehzahl ergeben, ist es schwierig, die bei verschiedenen Drehzahlen aufgenommenen Drosselkurven in ein festes System einzuordnen. Diese Drosselkurven werden darum hier nicht mitgeteilt.

Das Polarenfeld

In Abb. 18 ist das nach der auf S. 156 erwähnten Methode errechnete Polarenfeld dargestellt. Legt man nun durch dieses Feld horizontale Schnitte, und trägt über dem Spalt den Widerstandsbeiwert für konstante Auftriebsbeiwerte auf und definiert den beim Spalt $s = 0$ vorhandenen Widerstand als Gitterprofilwiderstand, so ist der Mehrbetrag an Widerstand, der bei einem Spalt $s \neq 0$ auftritt, ein vom Spalte induzierter Widerstand,

$$\text{also } \zeta_w = \zeta_{wp} + \zeta_{wi}$$

Gesamt- Profil- Spalt-
Widerstand

(vgl. Abb. 17)

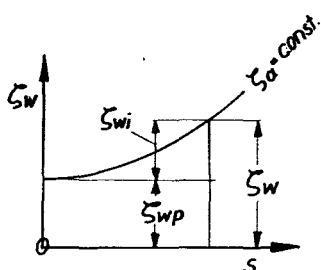


Abb. 17. Aufteilen des Widerstandsbeiwertes ζ_w in einen Gitterprofilwiderstandsbeiwert ζ_{wp} und einen vom Spalt induzierten Widerstandsbeiwert ζ_{wi} .

ζ_{wp} ist dabei der Gitterprofilwiderstandsbeiwert, wenn der Spalt $s = 0$ ist

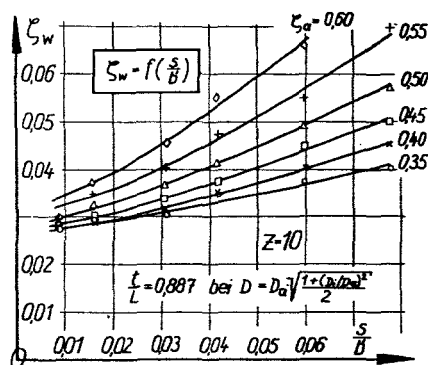
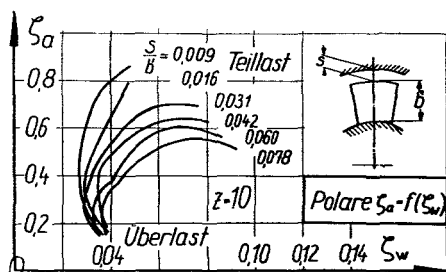
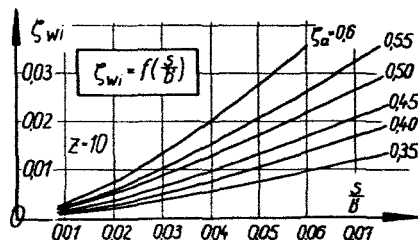


Abb. 18. oben: Die den Kennlinien gleichwertigen Gitterpolaren bei verschiedenen Spalten

Mitte: Die für konstanten Auftriebsbeiwert aus der Polare entnommenen Widerstandsbeiwerte
unten: Die vom Spalt induzierten Widerstandsbeiwerte. Hierbei ist ζ_{wi} gemäß der Aufteilung von ζ_w in ζ_{wp} und ζ_{wi} (Abb. 17) aus dem mittleren Diagramm bestimmt worden.



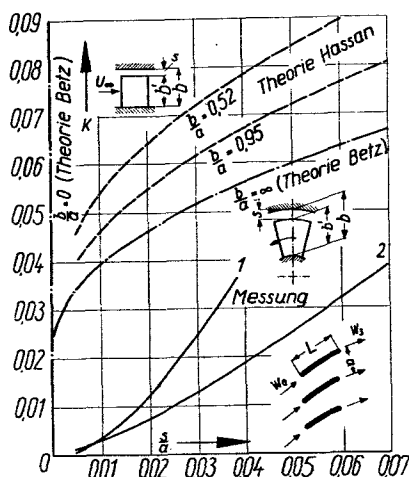


Abb. 19. Beiwert k der Beziehung $W_z = k \frac{A^2}{q \cdot b^2}$
 strichpunktirt: Theorie Betz. Einzeltragflügel (b endlich, $a \rightarrow \infty$, Flügel unendlich dünn, kleine Ablenkung). Feststehendes Flügelgitter (Grenzfall von $a \ll b$)
 gestrichelt: Theorie Hassan. Beiwertverläufe nach den Interpolationsformeln im Bereich zwischen dem Einzelflügel und einem unendlich dicht stehenden Gitter
 ausgezogen: Verlauf von k des untersuchten rotierenden Pumpengitters.

Kurve 1: $z = 5$; $b/a = 0,52$; $\zeta_a \cdot \frac{L}{t} = 0,39$

Kurve 2: $z = 10$; $b/a = 0,95$; $\zeta_a \cdot \frac{L}{t} = 0,39$

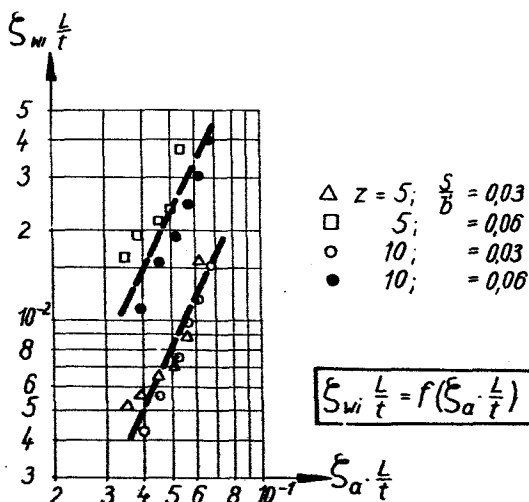


Abb. 20. Die vom Spalt induzierte Widerstandsbelastung als Funktion der Auftriebsbelastung des Schaufelgitters. Die Meßpunkte ergeben, wie die Theorie von Betz, im Mittel einen quadratischen Zusammenhang zwischen ζ_w und ζ_a

Die so gewonnenen Werte ζ_{wi} sind in Abb. 18 dargestellt.

Setzt man, wie *Betz*, $\zeta_{wi} = k \cdot \frac{L}{b} \zeta_a^2$, so lassen sich die Werte k für konstantes ζ_a bestimmen. Das Ergebnis zeigt Abb. 19. Die wirkliche Strömung liefert also einen k -Verlauf, der für kleine Spalte weit unterhalb der *Betz*schen Grenzformel für das unendlich eng stehende Gitter $\left(\frac{b}{a} = \infty\right)$ liegt, mit wachsendem s/a jedoch rasch ansteigt — so wie *Betz* bereits vermutet hatte. Ob für große Spalte ein Anschmiegen an die entsprechenden Interpolationskurven von *Hassan* erfolgt, läßt sich nicht erkennen. Jedenfalls liegt, wie auch bei *Hassan*, die Kurve mit $b/a \approx 0,52$ oberhalb der Kurve $b/a \approx 0,95$. Der bei dieser Darstellung vorausgesetzte quadratische Zusammenhang zwischen ζ_{wi} und ζ_a liegt nach der logarithmischen Auftragung (Abb. 20) tatsächlich vor. Bei dieser Auftragung kommen auch die Kurven beider Schaufelzahlen etwa zur Deckung. Dies heißt, daß die Abhängigkeit $\left(\zeta_{wi} \frac{L}{t}\right) = f\left(\zeta_a \frac{L}{t}\right)$ bei gleicher Spalt- und Schaufelausführung als Parameter nur die Spaltgröße hätte und die Teilung als Parameter verschwinden würde.

Zusammenfassung

Der Schaufelendverlust setzt sich aus den Randverlusten und den Spaltverlusten zusammen. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Spaltverlusten. Einleitend sind die möglichen Einflußgrößen dieses Verlustes zusammengestellt. Darauf erfolgt eine Einführung in die Probleme, die mit dem Umströmen der freien Schaufelenden bei axial durchströmten Maschinen zusammenhängen.

Es werden Versuche mitgeteilt, die an einer im Institut für Strömungsmaschinen der T. H. Braunschweig aufgestellten Axialpumpe für Wasserförderung mit dem Nabenvverhältnis $r_i/r_a = 0,75$ und 200 mm Außendurchmesser durchgeführt wurden, hierbei wurde der Laufradspalt durch Abdrehen des Laufrades stufenweise von 0,1 auf 1,8 mm variiert. Es wurden zwei Schaufelzahlen ($z = 5$ und $z = 10$) untersucht.

Als Ergebnis der Messungen wird festgestellt: Der von *Cordes* angegebene lineare Zusammenhang von Druckziffer-, Lieferziffer- und Wirkungsgradabfall einerseits und der Spaltgröße andererseits wird für mäßige Spalte etwa bestätigt. Quantitativ weichen die Ergebnisse jedoch zum Teil stark von den *Cordesschen* Werten ab. — Die Drosselkurven verschieben sich mit wachsendem Spalt auf parabolischen Kurven, deren Scheitel im Diagrammursprung liegt. — Die Arbeitsziffer wird bei Überlast genauso stark beeinflußt wie bei Teillast. — Es wird versucht, den Spalteinfluß über den Widerstands- und Auftriebsbeiwert näher zu analysieren. Es zeigt sich, daß der vom Spalt induzierte Widerstand tatsächlich nach den von *Betz* vorausgesetzten quadratischen Widerstandsgesetz ($\zeta_{wi} \sim \zeta_a^2$) anwächst, wobei der Proportionalitätsfaktor jedoch für kleine Spalte erheblich von den theoretischen Werten abweicht.

Der Umfang der Messungen war zu gering, um allgemeingültige Formeln über den Spalteinfluß aufzustellen. Die Arbeit möge daher als Anregung und Ausgangspunkt weiterer Forschung dienen.

Solange eingehende Untersuchungen über den Spalteinfluß fehlen, wird der Konstrukteur weiter die *Cordesschen* Faustformeln ihrer Einfachheit halber als Berechnungsgrundlagen benutzen, wobei er sich allerdings klar sein muß, daß die von *Cordes* angegebenen Zahlenfaktoren größtenteils recht unsicher sind. Die Unsicherheit wird in der Praxis zudem dadurch vermehrt, daß die sich im Betrieb einstellenden Spaltweiten nur selten im voraus genau bekannt sind.

Zusammenstellung der Bezeichnungen

Die benutzten Bezeichnungen entsprechen den in der Literatur (z. B. [1]) üblichen:

Bez	Dim.	
H_{th}	m	theor. Schaufelarbeit (für 1 kg Durchfluß)
H_{thL}	m	Schaufelarbeit aus der Leistungsmessung (für 1 kg Durchfluß)
H	m	Förderhöhe der Pumpe
V	m ³ /s	Fördervolumen der Pumpe
$\varphi \equiv \frac{2gH}{u_a^2}$	1	Druckziffer
$\varphi \equiv \frac{V}{F \cdot u_a}$	1	Lieferziffer
$\varphi_{thL} \equiv \frac{2g \cdot H_{thL}}{u_a^2}$	1	Arbeitsziffer aus H_{thL}
$\eta_{thL} \equiv \frac{H}{H_{thL}}$	1	Schaufelwirkungsgrad der Pumpe
$A = \zeta_a \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega_\infty^2 b L$	kg	Auftriebskraft je Schaufel
$W = \zeta_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega_\infty^2 b L$	kg	Widerstandskraft je Schaufel
$W_i = \zeta_{wi} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega_\infty^2 b \cdot L$	kg	Vom Spalt induzierter Widerstand je Schaufel
q	kg/m ²	Staudruck
g	m/s ²	Fallbeschleunigung
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte des Strömungsmediums
$b = r_a - r_i$	mm	Schaufelhöhe bei $s = 0$
$b' = r_a' - r_i$	mm	tatsächliche Schaufelhöhe
L	mm	Länge der Schaufelsehne
D_i, r_i	mm	Durchmesser bzw. Radius der Nabenbegrenzung
D_a, r_a	mm	Durchmesser bzw. Radius der Außenbegrenzung
D_a', r_a'	mm	Durchmesser bzw. Radius der Schaufelspitze
D_i/D_a	1	Nabenverhältnis
$F = \pi (r_a^2 - r_i^2)$	m ²	Freie Durchtrittsfläche des Förderstroms
$F_{sp} = \pi (r_a^2 - r_a'^2)$	m ²	Vom Spalt überstrichene Ringfläche
$s = b - b'$	mm	Spaltweite
$t = \frac{2\pi r}{z}$	mm	Schaufelteilung
z	mm	Laufschaufelzahl
n	U/min	Drehzahl
a	mm	Abstand der Diskontinuitätsflächen zweier benachbarter Schaufeln

u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
c	m/s	Absolute Geschwindigkeit
w	m/s	Relativgeschwindigkeit

Fußzeichen

0; 1	Zustand kurz vor bzw. hinter dem Laufradeintritt
2; 3	Zustand kurz vor bzw. hinter dem Laufradaustritt
$i; a$	Zustand bei r_i bzw. r_a
m	Meridiankomponente
∞	geometrischer Mittelwert zwischen dem Zustand bei 0 und 3

Literatur

- [1] *Pfleiderer, C.*, Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. 4. Auflage, Springer, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1955.
- [2] *Betz, A.*, Über die Vorgänge an den Schaufelenden von Kaplan-turbinen. — Hydraulische Probleme. — VDI-Verlag Berlin 1926.
- [3] *Schlichting, H.*, Ergebnisse und Probleme von Gitteruntersuchungen. Z. Flugwiss. 1953, S. 109.
- [4] *Weinig, F.*, Die zu einem Axialgebläse gleichwertige Profilpolare, Jahrbuch der Deutschen Luftfahrtforschung 1939, S. 218.
- [5] *Mehldahl*, Über die Endverluste der Turbinenschaufeln, Brown-Boveri-Mitt. 1941, S. 356.
- [6] *Eckert, B.*, Überblick über Forschungsergebnisse. Bericht 171 der Lilienthalges. f. Luftfahrtforschung. 1943, S. 34.
- [7] *Cordes*, Berechnung von Axiallüftern für Flugzeugtriebwerke. Jb. dtsch. Luftfahrtforsch. 1943, S. 6.
- [8] *Flachsart, O.*, Spaltverluste an Tragflügeln. Z. angew. Math. u. Mech. 1931, S. 411.
- [9] *Hassan, M. A.*, Anwendungen der elektrolytischen Methode auf die Betzsche Theorie der Spaltverluste an Schaufelgittern. Mitt. a. d. Inst. für Aerodynamik ETH Zürich 1949.
- [10] *Ruden, P.*, Untersuchungen über einstufige Axialgebläse. Luftfahrt-Forschung. 1937, Lfg. 7, S. 325.
- [11] *Saalfeld, K.*, Untersuchungen an einstufigen Axialpumpen für Flüssigkeitsförderung. Diss. T. H. Braunschweig 1954.
- [12] *Marcinowsky, H.*, Einfluß des Laufradspaltes und der Luftführung bei einem Kühlgebläse axialer Bauart. MTZ 1953, S. 259.
- [15] *Pfleiderer-Grüger*, Radial auswärts beaufschlagte Pumpenschaufel mit kleiner radialer Erstreckung. Abhandlungen der Braunschweigischen wissenschaftlichen Gesellschaft, Friedrich Vieweg u. Sohn. Braunschweig 1953, S. 69.
- [14] *Wu, Ch-H.*, Survey of Available Information on Internal Flow Losses Through Axial Turbomachines. Washington 1951 NACA-Report RM E 50 J 13.
- [15] *Eck, B.*, Technische Strömungslehre. 4. Aufl. Springer Berlin/Göttingen/Heidelberg 1954, S. 313.
- [16] *Hutton, S. P.*, Three-Dimensional Motion in Axial-Flow Impellers. Proc. Inst. mech. Engrs. (in Vorbereitung).
- [17] *Scheer, W.*, Untersuchungen über den Spaltverlust von deckbandlosen Axialbeschaufelungen. Arbeit im Institut für Strömungsmaschinen T. H. Braunschweig Nr. 54/2. (1954) Die hier vorliegende Arbeit ist im wesentlichen ein Auszug hieraus.
- [18] *Stracheletzky*, Spaltverlust bei axialen Strömungsmaschinen, insbesondere bei Kaplan-Turbinen. Forschung a. d. Gebiet d. Ingenieurwesens, 1955, S. 101.